

УДК 621.436.13:621.57

Н. И. РАДЧЕНКО, С. А. КАНТОР, РАМЗИ ЭЛ ГЕРБИ

*Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина***СТУПЕНЧАТОЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ГТД УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ ВЫПУСКНЫХ ГАЗОВ**

Выполнен анализ эффективности использования теплоты выпускных газов рекуперативных ГТД с нагревом сжатого воздуха перед камерой сгорания выпускными газами для охлаждения воздуха на входе ГТД (энергетическое холодоснабжение) и комфортного кондиционирования воздуха помещений. Показано, что известные тригенерационные установки не способны обеспечить интегрированное энергетическое и комфортное холодоснабжение в жарких климатических условиях из-за сравнительно невысокого теплового потенциала выпускных газов рекуперативных ГТД (температура газов около 250 °С). Обосновано применение теплоиспользующих хладоновых эжекторных холодильных машин в качестве низкотемпературной ступени охлаждения воздуха на входе ГТД после абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин предварительного охлаждения воздуха.

Ключевые слова: рекуперативный газотурбинный двигатель, кондиционирование воздуха, выпускной газ, теплоиспользующая холодильная машина.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Установки автономного (интегрированного) электро-, тепло- и хладоснабжения находят все более широкое применение [1]. При этом холод, получаемый за счет утилизации теплоты выпускных газов абсорбционными бромистолитиевыми холодильными машинами (АБХМ), используется для комфортного кондиционирования воздуха торговых, развлекательных и других комплексов.

В качестве базовых двигателей таких тригенерационных энергоустановок применяются, как правило, ГТД рекуперативного типа, в которых сжатый воздух перед камерой сгорания нагревают выпускными газами. Поскольку с повышением температуры наружного воздуха $t_{нв}$ на входе топливная эффективность ГТД снижается [2, 3], то его охлаждение позволяло бы поддерживать высокую топливную экономичность ГТД при повышенных температурах $t_{нв}$. Для этого целесообразно использовать холод, полученный за счет теплоты выпускных газов [4–6]. Однако из-за сравнительно невысокой температуры выпускных газов рекуперативных ГТД (около 250 °С) весьма проблематично одновременное покрытие потребностей холода на комфортное кондиционирование и охлаждение воздуха на входе ГТД.

Цель исследования – обоснование возможности покрытия потребностей холода на комфортное кондиционирование и охлаждение воздуха на входе рекуперативных ГТД утилизацией теплоты выпускных газов теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ).

2. Результаты исследования

Схема системы трансформации теплоты выпускных газов рекуперативной ГТД в холод в АБХМ для охлаждения воздуха на входе ГТД представлена на рис. 1. Комфортное кондиционирование не показано.

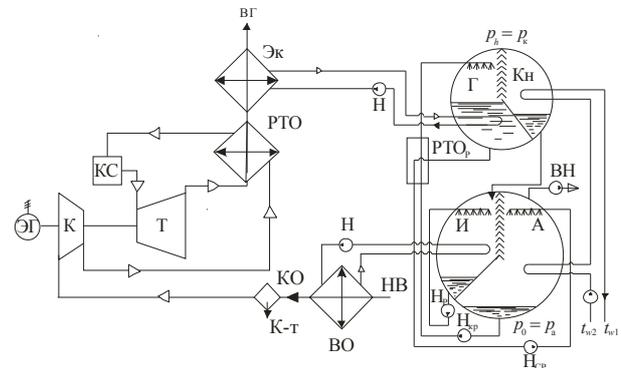


Рис. 1. Схема системы трансформации теплоты выпускных газов рекуперативной ГТУ абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) с получением холодной воды с температурой $t_x = 7$ °С: К – компрессор; Т – турбина; ЭГ – электродвигатель; КС – камера сгорания; РТО – рекуперативный теплообменник нагрева сжатого воздуха; Эк – экономайзер нагрева воды (теплоносителя для АБХМ); ВО – воздухоохладитель; КО – каплеотделитель; К-т – конденсат; НВ – наружный воздух; Нх – насос хладоносителя; АБХМ: Г – генератор (десорбер); Кн – конденсатор; А – абсорбер; И – испаритель; РТОр – регенеративный теплообменник растворов, Нкр – насос слабого раствора; Нкр – насос крепкого раствора; Нр – рециркуляционный водяной насос; Вн – вакуум-насос

Температура холодной воды (хладоносителя), поступающей на охлаждение воздуха из АБХМ, $t_x = 7...10\text{ }^\circ\text{C}$, что позволяет охлаждать воздух не ниже $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$ (с учетом разности температур $t_{b2} - t_x = 8...10\text{ }^\circ\text{C}$). Охлаждение воздуха до температуры $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$ соответствует условиям комфортного кондиционирования воздуха помещений комплекса, однако для повышения топливной эффективности ГТД желательнее охлаждать воздух на входе ГТД до более низкой температуры, например, $t_{b2} = 10\text{ }^\circ\text{C}$.

Текущие суммарные затраты холода $Q_{0.сум15} = Q_{0.15} + Q_{0.КВ}$, т.е. затраты холода на охлаждение воздуха на входе ГТД С1000 в АБХМ (до $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$) $Q_{0.15}$ и на комфортное кондиционирование воздуха (КВ) помещений комплекса $Q_{0.КВ}$, а также количество холода (холодопроизводительность АБХМ) $Q_{0.уг.15}$, которое может быть получено за счет использования располагаемой теплоты уходящих газов ГТД $Q_{уг}$ в АБХМ для охлаждения воздуха до $15\text{ }^\circ\text{C}$, приведены на рис. 2.

Как видно, имеющейся холодопроизводительности $Q_{0.уг.15} \approx 1270\text{ кВт}$, которую можно получить из располагаемой теплоты газов $Q_{уг}$ в АБХМ, намного больше, чем требуется для охлаждения до $15\text{ }^\circ\text{C}$ воздуха на входе ГТД С1000 и для комфортного кондиционирования воздуха помещений комплекса: $Q_{0.уг.15} > Q_{0.сум15} = 700...800\text{ кВт}$. Однако температурный уровень этого избыточного холода $Q_{0.уг.15} - Q_{0.сум15}$ достаточно высокий (температура хладоносителя – холодной воды от АБХМ $t_x = 7...10\text{ }^\circ\text{C}$), что не позволяет охлаждать воздух на входе ГТД ниже $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$ (при желательных $t_{b2} = 10\text{ }^\circ\text{C}$).

На рис. 3 приведены текущие суммарные затраты холода $Q_{0.сум.10} = Q_{0.10} + Q_{0.КВ}$ на охлаждение воздуха на входе ГТД в ЭХМ (от $t_{нв}$ до $t_{b2} = 10\text{ }^\circ\text{C}$) $Q_{0.10}$ и на комфортное кондиционирование воздуха $Q_{0.КВ}$ (до $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$), холодопроизводительность $Q_{0.уг.10}$, получаемая за счет теплоты газов ГТД $Q_{уг}$ при охлаждении воздуха на входе ГТД от $t_{нв}$ до $10\text{ }^\circ\text{C}$ в ЭХМ.

Как видно, имеющейся холодопроизводительности $Q_{0.уг.10}$, получаемой путем трансформации в холод располагаемой теплоты уходящих газов ГТД $Q_{уг}$ в ЭХМ $Q_{0.уг.10} \approx 480\text{ кВт}$, недостаточно для охлаждения воздуха на входе ГТД от $t_{нв}$ до $10\text{ }^\circ\text{C}$ в ЭХМ и на комфортное кондиционирование воздуха (до $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$): $Q_{0.уг.10} < Q_{0.сум.10} = 750...850\text{ кВт}$.

Из-за невысоких коэффициентов трансформации тепла $\zeta_{ЭХМ} = 0,2...0,3$ (по сравнению с $\zeta_{АБХМ} = 0,7...0,8$ для АБХМ) в ЭХМ целесообразно охлаждать воздух на входе ГТД не от $t_{нв}$ до $t_{b2} = 10\text{ }^\circ\text{C}$, а доохлаждать воздух после АБХМ от температуры воздуха $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$, предварительно охлажденного в АБХМ, до $t_{b2} = 10\text{ }^\circ\text{C}$, т.е. использовать ЭХМ как вторую ступень более глубокого охлаждения воздуха на входе ГТД.

Проанализируем возможность покрытия дефицита холода на доохлаждение воздуха на входе ГТД в ЭХМ путем использования избытка располагаемого тепла выпускных газов – сверх необходимого для предварительного охлаждения воздуха на входе ГТД от $t_{нв}$ до $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$ и на комфортное кондиционирование (до $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$) в АБХМ, т.е. $\Delta Q_{уг.15} = Q_{уг} - Q_{уг.15}$, для доохлаждения воздуха на входе ГТД от температуры воздуха $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$, предварительно охлажденного в АБХМ, до температуры воздуха $t_{b2} = 10\text{ }^\circ\text{C}$ в ЭХМ (рис. 4).

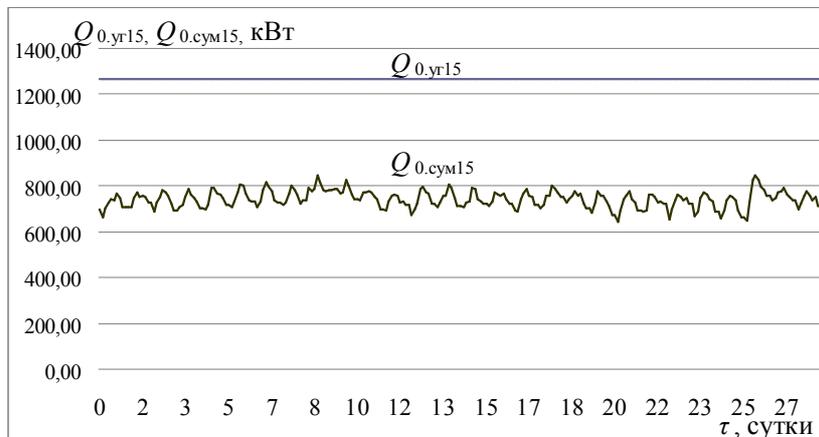


Рис. 2. Текущие суммарные затраты холода $Q_{0.сум15}$ на охлаждение воздуха на входе ГТД в АБХМ (до $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$) и комфортное кондиционирование воздуха, а также количество холода $Q_{0.уг.15}$, которое может быть получено за счет использования располагаемой теплоты уходящих газов ГТД $Q_{уг}$ в АБХМ для охлаждения воздуха до $15\text{ }^\circ\text{C}$

На рис. 4 приведены текущие значения дефицита холода на доохлаждение воздуха на входе ГТД как разницы $Q_{0, \text{сум.}10} - Q_{0, \text{сум.}15}$ суммарных затрат холода на охлаждение воздуха на входе ГТД $Q_{0, \text{сум.}10}$ (от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$) и $Q_{0, \text{сум.}15}$ (от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$), включая комфортное кондиционирование воздуха $Q_{0, \text{кв}}$, а также избыток располагаемого тепла выпускных газов сверх необходимого для АБХМ $\Delta Q_{\text{уг.}15} = Q_{\text{уг}} - Q_{\text{уг.}15}$.

Отношение количества холода, требуемого для доохлаждения воздуха от $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$, т.е. $Q_{0, \text{сум.}10} - Q_{0, \text{сум.}15}$, к располагаемому избытку количества тепла выпускных газов (сверх

необходимого для АБХМ) $\Delta Q_{\text{уг.}15} = Q_{\text{уг}} - Q_{\text{уг.}15}$, представляет собой значение требуемого коэффициента трансформации тепла в ТХМ для получения дополнительного количества холода: $\zeta_{\text{доп}} = (Q_{0, \text{сум.}10} - Q_{0, \text{сум.}15}) / (Q_{\text{уг}} - Q_{\text{уг.}15})$, как показано на рис. 5.

Как видно, значение требуемого коэффициента трансформации тепла в ТХМ при получении дополнительного холода для доохлаждения воздуха от $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ (после АБХМ) до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$: $\zeta_{\text{д}} = (Q_{0, \text{сум.}10} - Q_{0, \text{сум.}15}) / (Q_{\text{уг}} - Q_{\text{уг.}15}) = 0,10 \dots 0,15$, что соответствует тепловым коэффициентам трансформации тепла в ЭХМ при $t_0 = 0 \dots 2^\circ\text{C}$.

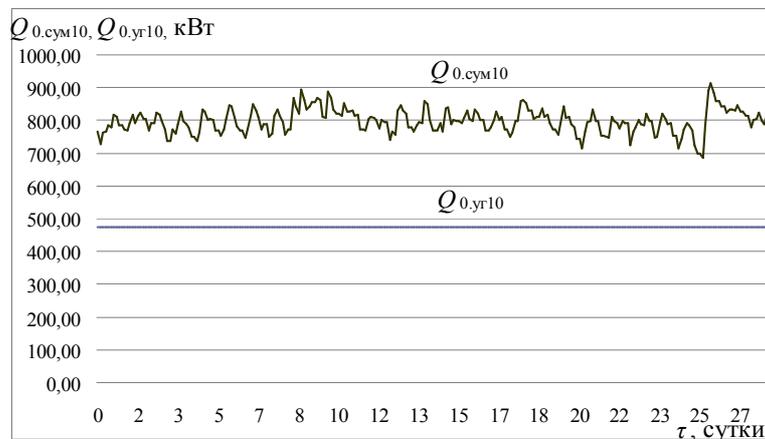


Рис. 3. Текущие суммарные затраты холода $Q_{0, \text{сум.}10}$ на охлаждение воздуха на входе ГТД в ЭХМ (от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$) и на комфортное кондиционирование воздуха (до $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$), холодопроизводительность $Q_{0, \text{уг.}10}$, получаемая за счет теплоты газов ГТД $Q_{\text{уг}}$ в ЭХМ при охлаждении воздуха на входе ГТД от $t_{\text{нв}}$ до 10°C

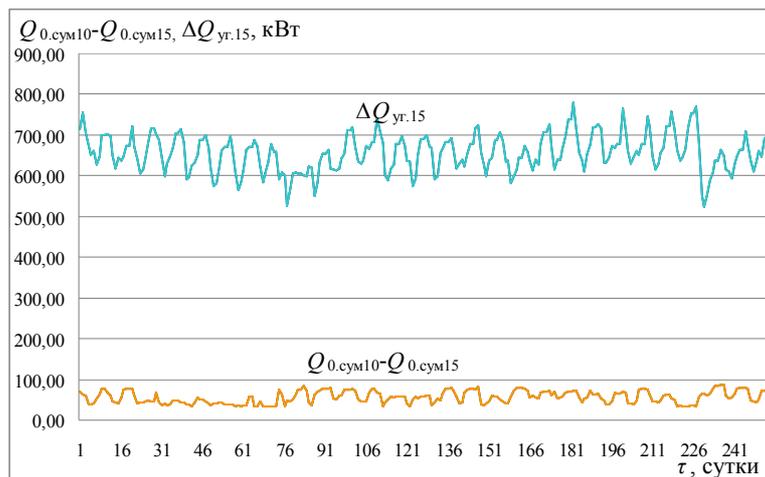


Рис. 4. Текущие значения дефицита холода $Q_{0, \text{сум.}10} - Q_{0, \text{сум.}15}$ на доохлаждение воздуха на входе ГТД от $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ (после АБХМ) до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$, включая комфортное кондиционирование воздуха, а также избыток располагаемого тепла выпускных газов сверх необходимого для предварительного охлаждения воздуха на входе ГТД от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ: $\Delta Q_{\text{уг.}15} = Q_{\text{уг}} - Q_{\text{уг.}15}$

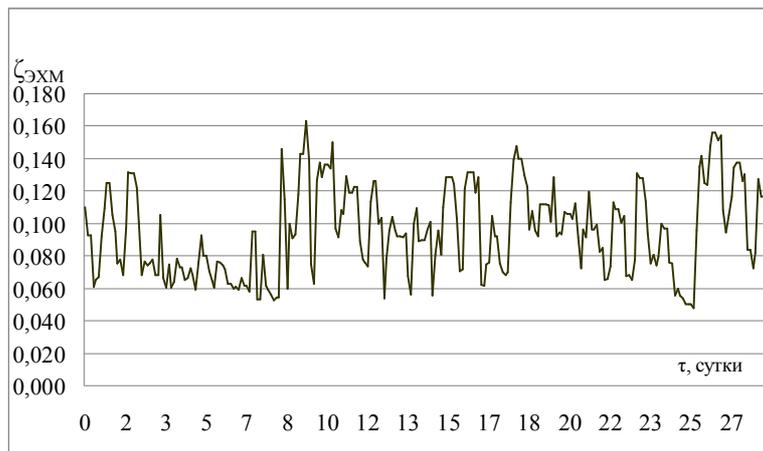


Рис. 5. Значение тепловых коэффициентов холодильных машин ζ_{10} (ТХМ) или ζ_{15} (АБХМ) для охлаждения воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ и 15°C соответственно и дополнительной эжекторной ступени $\zeta_{д}$ для доохлаждения воздуха от $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$

Выводы

Показано, что все известные тригенерационные установки не способны обеспечить интегрированное энергетическое (охлаждения воздуха на входе ГТД) и комфортное холодоснабжение в жарких климатических условиях из-за сравнительно невысокого теплового потенциала выпускных газов рекуперативных ГТД с нагревом сжатого воздуха перед камерой сгорания выпускными газами (температура выпускных газов около 250°C). Обосновано применение хладоновых эжекторных холодильных машин в качестве низкотемпературной ступени доохлаждения воздуха на входе ГТД после его предварительного охлаждения в абсорбционных бромистолитиевых теплоиспользующих холодильных машинах.

Литература

1. Campanary, S. *Technical and tariff scenarios effect on microturbine trigenerative applications [Text]* / S. Campanary, E. Macchi // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2003. – Paper GT-2003-38275. – 10 p.*

2. *Capstone Turbine's Distribution Document Repository [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://docs.capstoneturbine.com>. – 12.03.2014.*

3. *Kohlenberger Associates Consulting Engineers [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.kaceenergy.com/paper3.htm>. – 12.03.2014.*

4. Рыжков, С. С. *Направления повышения эффективности тригенерационных установок автономного энергообеспечения технологических процессов [Текст]* / С. С. Рыжков, А. Н. Радченко, С. Г. Фордуй // *Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 9 (106). – С. 80–85.*

5. *Radchenko, N. Trigeneration plant for combined energy supply [Text]* / N. Radchenko, S. Ryzkov, S. Forduy // *Proceedings of the 14 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE-2012. – Szczecin, Poland. – 2012. – P. 503–508.*

6. *Радченко, Н. И. Анализ эффективности охлаждения воздуха на входе газотурбинных двигателей в жарких климатических условиях [Текст]* / Н. И. Радченко, Рами Эльгерби, Рамзи Эльгерби // *Газотурбинные технологии: Рыбинск, Россия. – 2013. – № 4 (115). – С. 34–39.*

Поступила в редакцию 12.03.2014, рассмотрена на редколлегии 20.05.2014

Рецензент: д-р техн. наук, профессор А. С. Титлов, Одесская национальная академия пищевых технологий, Одесса

СТУПІНЧАТЕ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ РЕКУПЕРАТИВНИХ ГТД УТИЛІЗАЦІЄЮ ТЕПЛОТИ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ

М. І. Радченко, С. А. Кантор, Рамзі Ел Гербі

Проведено аналіз ефективності використання теплоти выпускных газов рекуперативных ГТД з нагрівом стисненого повітря перед камерою згорання відхідними газами для охолодження повітря на вході ГТД (енергетичне холодопостачання) та комфортного кондиціонування повітря приміщень. Показано, що відомі тригенерацийні установки не здатні забезпечити інтегроване енергетичне та комфортне холодопостачання в жа-

рких кліматичних умовах через порівняно невисокий тепловий потенціал відхідних газів рекуперативних ГТД (температура газів близько 250 °С). Обґрунтовано застосування тепловикористовуючих хладонових ежекторних холодильних машин як низькотемпературного ступеня охолодження повітря на вході ГТД після абсорбційних бромистолітєвих холодильних машин попереднього охолодження повітря.

Ключові слова: рекуперативний газотурбінний двигун, кондиціювання повітря, випускний газ, тепловикористовуюча холодильна машина.

STAGE CONDITIONING OF RECUPERATIVE GTE INTAKE AIR BY UTILIZING THE HEAT OF EXHAUST GAS

N. I. Radchenko, S. A. Kantor, Ramzi El Gerbi

The efficiency of exhaust gas waste heat recovery of recuperative gas turbine engines (GTE) with compressed air before combustion chamber heating by exhaust gas for GTE intake air cooling (energetic cooling) and compartment air comfort conditioning has been analyzed. It is shown that the existing trigeneration plants are not able to provide integrated energetic and comfort cooling in hot climate conditions because of comparable low heat potential of recuperative GTE exhaust gas (gas temperature of about 250 °C). So, the absorption bromide-lithium waste heat recovery cooling machines (ABCM), or heat transformers (ABHT), are able to cool the GTE intake air to 15 °C only (with reasonable 10 °C and lower), and heat potential of recuperative GTE exhaust gas is not high enough for refrigerant ejector cooling machines (ECM), or ejector heat transformers (EHT), those are characterized by not high efficiency of transforming a heat into a cold and those might provide deep cooling (down to 10 °C and lower) of air, but in the case of enough quantity of waste heat. The use of waste heat recovery refrigerant ejector cooling machines as low temperature GTE intake air cooling after the absorption bromide-lithium cooling machines of previous air cooling has been proved.

Key words: recuperative gas turbine engine, air conditioning, exhaust gas, waste heat recovery cooling machine.

Радченко Николай Иванович – д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой кондиционирования и рефрижерации, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Кантор Сергей Анатольевич – инженер-механик, ПАО "Завод "Экватор", Николаев, Украина, e-mail: s_kantor@mail.ru.

Эл Герби Рамзи – аспирант, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.